

0,02—0,03 выше, чем при существующих на двигателе Д-240. Повышение наполнения обеспечило снижение удельного расхода топлива на 2 г/э.л.с.ч на режиме 2200 об/мин, $\rho_e = 7,2 \text{ кг/см}^2$ и на 4 г/э.л.с.ч на режиме 1700 об/мин, $\rho_e = 7,5 \text{ кг/см}^2$.

В ы в о д ы

1. Подобранные фазы впуска и впускной тракт обеспечили коэффициент наполнения на 0,02—0,03 выше во всем рабочем диапазоне оборотов двигателя Д-240.

2. Предложенный расчет средней длины впускных трубопроводов для четырехцилиндрового тракторного дизеля позволяет значительно сократить исследовательские работы.

Л и т е р а т у р а

1. Шевцов П.П., Терский Б.К. Исследование работы газораспределительного механизма, позволяющего изменять фазы на работающем двигателе. — "Автомобильная промышленность", 1966, № 11. 2. Broome D. Induction ram. — "Automobile engineer", 1969, № 4, 5, 6.

А.Г. Латокурский

НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ А-41 ПРИ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОМ ОХЛАЖДЕНИИ

Эффективность системы жидкостного охлаждения может быть значительно повышена увеличением температуры охлаждающей жидкости, при котором возрастает отвод тепла с единицы поверхности решетки радиатора за счет увеличения температурного напора между теплоносителем в радиаторе и окружающей средой. В последнее время появилось ряд трудов, ставящих целью изучить показатели рабочего процесса различных по конструкции и размерам двигателей, работающих с повышенной температурой охладителя. Однако большая часть этих исследований проведена на сравнительно тихоходных двигателях большой размерности (судовых, тепловозных и стационарных). Работа двигателей автотракторного типа в условиях высокотем-

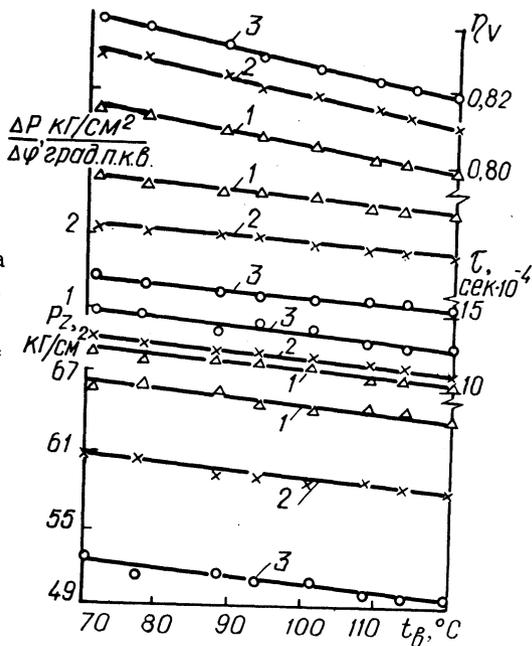
пературного охлаждения исследовалась очень мало, а поведение современных автотракторных дизелей при высокотемпературном охлаждении совсем не изучалось.

На кафедре "Двигатели внутреннего сгорания" Белорусского политехнического института создана экспериментальная установка и проведено исследование возможности и целесообразности повышения температуры охлаждающей воды на тракторном дизеле А-41 Алтайского моторного завода, являющемся типичным представителем автотракторных дизелей с непосредственным впрыском топлива.

При испытаниях двигатель работал без термостата и вентилятора, а в пробке радиатора была поставлена более жесткая пружина парового клапана для получения в системе охлаждения избыточного давления, позволяющего повышать температуру воды выше 100°C . Вода, непосредственно охлаждающая двигатель, отдавала отводимое от двигателя тепло в специальном теплообменнике, проходя через серийный радиатор.

При температуре воды $100-120^{\circ}\text{C}$ двигатель проработал на различных нагрузках около 45 ч. Неисправностей системы охлаждения и двигателя в целом, связанных с работой на повышенной температуре охлаждающей воды, не отмечалось.

Рис. 1. Влияние температуры охлаждающей воды на показатели рабочего процесса двигателя:
 1— $p_e = 6,1 \text{ кг/см}^2$; 2— $p_e = 4,35$; 3— $p_e = 1,45$.



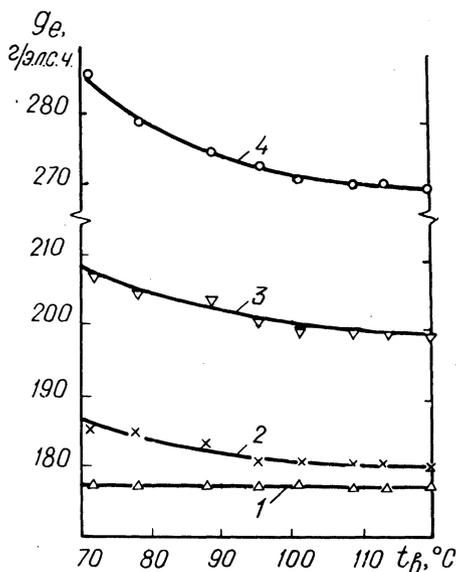


Рис. 2. Влияние температуры охлаждающей воды на составляющие теплового баланса.

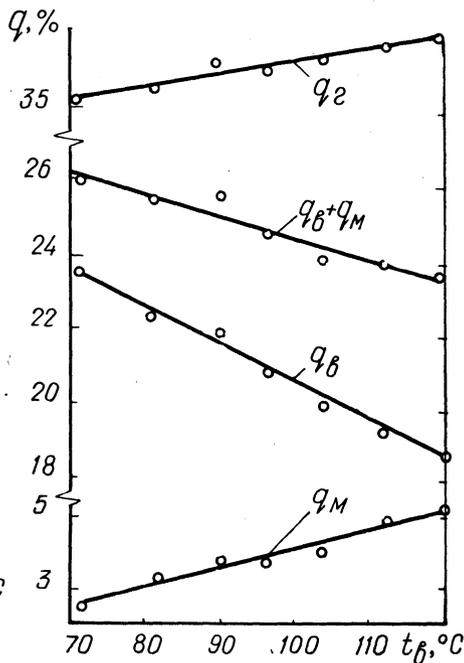


Рис. 3. Зависимость удельного эффективного расхода топлива от температуры охлаждающей воды при различной нагрузке:

1— $p_e=6,1$ кг/см²; 2— $p_e=4,35$; 3— $p_e=2,9$; 4— $p_e=1,45$.

Повышение температуры охлаждающей воды приводит к увеличению подогрева свежего заряда воздуха от стенок впускного тракта и деталей, образующих рабочий объем цилиндра. В связи с этим происходит снижение коэффициента наполнения. Как видно из рис. 1, изменение коэффициента наполнения η_V от температуры охлаждающей воды имеет линейный характер и практически не зависит от величины нагрузки. Повышение температуры воды на 50°С приводит к снижению коэффициента наполнения примерно на 0,02.

С увеличением температуры охлаждающей воды повышается тепловой уровень цикла, обуславливающий уменьшение периода задержки воспламенения τ , что в свою очередь обеспечи-

вает некоторое снижение жесткости работы двигателя $\Delta p / \Delta \varphi$ и максимального давления цикла p_z (рис. 1).

С повышением теплового режима двигателя происходит перераспределение составляющих теплового баланса (рис. 2): потери тепла в охлаждающую воду q_g снижаются, но при этом увеличивается отвод тепла с выхлопными газами q_r и смазочным маслом q_m . Кроме того, возрастает рассеивание тепла в окружающую среду имеющими более высокую температуру наружными поверхностями деталей двигателя. Следует отметить, что суммарные потери в охлаждающую воду и смазочное масло снижаются. Это, наряду со значительно увеличивающимся температурным напором между окружающей средой и теплоносителем в радиаторе, создает предпосылки для уменьшения площади поверхности решетки радиатора.

Удельный эффективный расход топлива g_e при повышении температуры воды снижается. Причем, на характер зависимости существенное влияние оказывает величина нагрузки (рис. 3). Влияние температуры охлаждающей воды на удельный расход топлива снижается с увеличением нагрузки. Так, повышение температуры воды на 50°C вызвало уменьшение удельного эффективного расхода топлива при $p_e = 1,45 \text{ кг/см}^2$ на 16 г/э.л.с.ч. , а при $p_e = 4,35 \text{ кг/см}^2$ — только на 5 г/э.л.с.ч. При работе двигателя с нагрузкой, близкой к номинальной, улучшения его экономичности с ростом температуры воды не обнаружено. Это может быть объяснено следующим образом. Повышение температуры охлаждающей воды вызывает увеличение механического коэффициента полезного действия за счет снижения потерь на трение внутри двигателя, обусловленного уменьшением вязкости масла. Доля механического коэффициента полезного действия в эффективном коэффициенте полезного действия двигателя возрастает с уменьшением нагрузки. Кроме того, при работе на малых нагрузках снижение коэффициента наполнения в меньшей мере сказывается на экономичности двигателя, так как сгорание топлива протекает при больших значениях коэффициента избытка воздуха.

В ы в о д ы

Повышение температуры воды в системе охлаждения тракторного дизеля А-41 с 70 до 120°C имеет следующие последствия.

1. Наблюдается уменьшение средней скорости нарастания давления с 2,75 до 2,4 кг/см² град п.к.в. и максимального давления цикла — с 67 до 65 кг/см².

2. Суммарное количество теплоты, отводимой охлаждающей водой и смазочным маслом, снижается на 11,8%.

3. Улучшается экономичность двигателя при работе на холостом ходу и на малых нагрузках.

В.С. Глушаков

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕПЛООВОГО РЕЖИМА ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ НА ЕГО ЭФФЕКТИВНЫЕ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Известно, что тепловой режим дизеля существенно влияет на эффективные и эксплуатационные показатели его работы. Оптимальный уровень теплового состояния двигателя зависит от его конструктивных особенностей и условий эксплуатации и поэтому может быть различным для разных двигателей.

Ниже излагаются результаты исследования работы тракторного дизеля Д-240 при различном тепловом режиме системы охлаждения.

Испытания двигателя на номинальном режиме работы ($N_e = 75$ л.с. и $n = 2200$ об/мин.) показали, что по мере повышения температурного режима в пределах от 50 до 120°C следующим образом изменяются характеристики рабочего процесса (рис. 1). Максимальное давление цикла p_z снижается с 79 до 66 кгс/см² при почти неизменном давлении конца сжатия p_c , в связи с чем степень повышения давления λ уменьшается с 2 до 1,66. Понижается также жесткость работы двигателя $\frac{dp}{d\varphi}$ с 10,5 до 6 кгс/см² на градус поворота коленчатого вала.

Эти изменения в протекании рабочего процесса, по-видимому, обусловлены в основном повышением температуры внутренних поверхностей камеры сгорания и цилиндра, что влечет за собой ускорение процесса прогрева и испарения топлива, протекания предпламенных реакций и, как следствие, сокращение периода задержки воспламенения.